



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA

HEAT EXCHANGER DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Vašíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Špiláček

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Jan Vašíček**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Michal Špiláček**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Návrh výměníku tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla jsou základní jednotkou jakékoli energetické technologie.

Obsahem bakalářské práce bude návrh chladicího výměníku voda–voda. Návrh bude obsahovat tepelný a hydraulický výpočet a základní konstrukční výkres.

Výkon výměníku 49 MW, se segmentovými přepážkami.

Chlazené medium: voda o vstupní teplotě 105 °C, tlak 0,2 MPa, průtok 900 t/hod.

Chladicí medium: voda o vstupní teplotě 25 °C, tlak 0,1 MPa.

Cíle bakalářské práce:

rešerše výměníků tepla
návrh vhodné technologie
návrh teplosměnných ploch
konstrukční návrh výměníku
výkresová dokumentace

Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2013, 119 stran : ilustrace. ISBN 978-80-214-4770-7.

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. : obr., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0363-2.

KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000, x, 1119 s. : il. ISBN 0-8247-9787-6.

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. : il. ; 30 cm
diagramy ([3] složené l.). ISBN 978-80-214-4300-6.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem chladicího tepelného výměníku pro média voda – voda. Obsahem práce je základní rozdělení a popis trubkového výměníku tepla. Dále je zde zahrnut výpočet a návrh geometrických rozměrů, výpočet tlakových ztrát v trubkovém i mezitrubkovém prostoru a výpočet skutečného výkonu výměníku. Součástí této práce je i výkresová dokumentace navrženého výměníku tepla.

Klíčová slova:

Tepelný výměník, trubkový výměník, tlaková ztráta, tepelný výkon

Abstract:

This bachelor thesis deals with the design of a cooling water – water heat exchanger. The content of the work is the basic sorting and description of the heat exchanger. Next it includes calculation and design of geometric dimensions, calculation of pressure losses in the tubeside and shellside and calculation of the actual output of the heat exchanger. This work also contains the drawing documentation of the designed heat exchanger.

Keywords:

Heat exchanger, tube heat exchanger, pressure losses, heat output

VAŠÍČEK, Jan. *Návrh výměníku tepla*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017, 49 s. Bakalářská práce. Vedoucí práce Ing. Michal Špiláček.

PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Návrh výměníku tepla* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Michala Špiláčka, za použití odborné literatury a informačních zdrojů, které jsem uvedl v seznamu použité literatury.

V Brně dne: 24. 5. 2017

.....

Podpis studenta

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Michalu Špiláčkovi za odborné vedení, ochotu a užitečné konzultace, které mi pomohly tuto bakalářskou práci vypracovat. Dále bych chtěl poděkovat celé své rodině za podporu v průběhu celého studia.

Obsah

1	Úvod.....	9
2	Tepelné výměníky	10
2.1	Rozdělení tepelných výměníků dle pracovního pochodu.....	10
2.2	Rozdělení tepelných výměníků dle účelu a využití	10
2.3	Rozdělení podle způsobu přenosu tepla	11
2.4	Podle směru a smyslu proudění teplotnosných médií.....	11
2.5	Podle druhu použitých médií.....	12
2.6	Rozdělení podle konstrukčního řešení.....	12
3	Trubkové výměníky	13
3.1	Popis trubkového výměníku s rovnými trubkami.....	13
3.1.1	Typy trubkových výměníků	14
4	Provoz tepelných výměníků	17
4.1	Zanášení.....	17
4.2	Abraze.....	17
4.3	Koroze	17
5	Požadavky při návrhu výměníku.....	18
5.1	Požadavky na média	18
6	Výpočet a návrh tepelného výměníku.....	19
6.1	Zadání tepelného výměníku.....	19
6.2	Bilanční rovnice.....	19
6.3	Trubkový prostor tepelného výměníku.....	20
6.4	Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru výměníku.....	23
6.4.1	Výpočet bezrozměrných podobnostních kritérií	24
6.5	Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	24
6.5.1	Tlakové ztráty třením	25
6.5.2	Tlakové ztráty místní.....	27
6.6	Mezitrubkový prostor	28
6.6.1	Segmentové přepážky	29
6.6.2	Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru.....	30
6.7	Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru.....	35
6.7.1	Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku výměníku.....	35
6.7.2	Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru výměníku.....	38
6.7.3	Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seřiznutím přepážek.....	39

6.8	Skutečný výkon tepelného výměníku.....	40
6.9	Parametry konstrukce výměníku	42
7	Závěr.....	43
8	Seznam použitých zdrojů	44
9	Seznam použitých symbolů a zkratk	46
10	Seznam příloh.....	49

1 Úvod

Technologie tepelných výměníků je v dnešní době nezbytnou součástí bezmála všech technologických procesů. Snahou je, aby se energie spotřebovaná na ohřev, popřípadě chlazení, co nejvíce zužitkovala a docházelo tak k co možná nejmenším ztrátám do okolí.

Při návrhu tepelného výměníku se bere ohled na to, aby výrobní a provozní náklady byly co nejmenší, a zároveň byl schopen dosáhnout vysoké účinnosti. Dále je potřeba brát v potaz to, k jakému technologickému procesu v daném prostředí dochází a podle toho zvolit druh výměníku a typ pracovních látek v něm vystupujících.

Při provozu tepelného výměníku dochází k procesům, které snižují jeho účinnost. Jedná se v první řadě o zanášení, korozi a abrazi. Proto je nutné výměník neustále kontrolovat a čistit, jelikož nečistoty jsou tepelným izolantem a kvůli nim dochází ke snižování jeho účinnosti.

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout tepelný výměník, ve kterém dochází ke chlazení teplejšího pracovního média, médiem chladnějším. V obou případech se jedná o vodu, která koná práci, jak v trubkovém prostoru, tak v prostoru mezitrubkovém. Veličiny potřebné k výpočtu vychází ze zadání, podle kterých byla navržena geometrie odpovídající hmotnostnímu průtoku 250 kg/s teplé i chladné vody.

2 Tepelné výměníky

Výměníky tepla jsou zařízení sloužící k přenosu tepla mezi dvěma, popř. i více médii. Přenos tepelné energie, získané např. pomocí spalovacích zařízení, se dá využít na vytápění, technologický ohřev nebo na výrobu elektrické energie. K předávání tepla z teplejšího média do média chladnějšího dochází právě díky technologii tepelného výměníku. Jejich hlavní funkcí je zajistit realizaci technologických procesů vyžadujících ohřev nebo chlazení. Účinnost výměníku je ovlivňována poklesem tlaků a nestabilitou proudění, protože významně ovlivňují koeficient přestupu tepla a tím také ovlivňují výrobní náklady a provoz výměníku. Ve výměnících mohou být použity média v kapalném nebo tuhém skupenství [1][2][14].

2.1 Rozdělení tepelných výměníků dle pracovního pochodu

Podle zdrojů [1][2] se tepelné výměníky dají rozdělit do čtyř základních skupin:

- Rekuperační – obě média proudící ve výměníku jsou od sebe oddělena nepropustnou stěnou. K přenosu tepla mezi látkami dochází prostupem tepla bezkontaktně skrze výše zmíněnou stěnu. Jedná se tedy o přenos tepla konvekci a nejvýhodnějším provedením je výměník protiproudý.
- Regenerační – k přenosu tepla mezi oběma hlavními médii dochází přes tzv. prostředníka neboli třetí teplotosné médium. Toto médium přijme teplo od teplejší látky a předá je látce chladnější. Média se mezi sebou mohou částečně smísit.
- Kontaktní – teplá a chladná média jsou odlišných skupenství. Dochází mezi nimi ke kontaktu a vzájemnému předání tepla, poté jsou tyto látky od sebe opět odděleny. Povrch částic pevné látky tvoří teplotosnou plochu.
- Směšovací – z důvodu absence teplosměnných ploch dochází mezi médii ke vzájemnému kontaktu a tvoří se homogenní směs.

2.2 Rozdělení tepelných výměníků dle účelu a využití

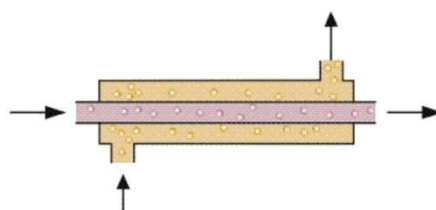
- Ohříváky – ohřívání média zde zvyšuje svoji teplotu, aniž by docházelo ke změně fáze.
- Chladiče – dochází ke snížení teploty média, ale jeho fáze se nemění.
- Výparníky – dochází zde ke změně fáze média z kapalně na plynnou.
- Kondenzátory – teplejší médium v plynné fázi se mění na kapalinu neboli kondenzát.
- Přehříváky a mezipřehříváky – jsou používány ke zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry.
- Sušárny – u látky v pevné fázi dochází ke snížení její vlhkosti přísunem tepla např. od hořáku.
- Technické odplynovačky – voda se ohřeje k bodu varu pomocí páry, přičemž dochází k vylučování pohlcených plynů.
- Topná tělesa ústředního topení – topným médiem dochází k ohřevu prostředí (vzduchu) [2]

2.3 Rozdělení podle způsobu přenosu tepla

- a) Vedení (kondukce) – tento typ přenosu tepla vedením se uskutečňuje za přímého styku těles (ve většině případů jsou to pevné látky), kdy teplo přechází z částic prvního tělesa na částice tělesa druhého.
- b) Proudění (konvekce) – jedná se o mechanismus, ve kterém je tepelný tok přenášen ve většině případů mezi povrchem tělesa a okolní kapalinou. K přenosu dochází buď z tělesa do kapaliny, nebo obráceně v závislosti na tom, které prostředí je teplejší. Konvekce je složena ze dvou mechanismů, a to difúze a advekce.
- c) Radiace (záření) – je to nejsložitější mechanismus přenosu tepla. Energie je emitována z každého povrchu, který má vyšší teplotu než 0 K. Energii vyzařuje každý povrch nebo těleso na druhé, které je danému tělesu na dosah. U tohoto typu přenosu energie hodně záleží na charakteristice povrchu tělesa. Záření se dá rozdělit na světelné, infračervené, ultrafialové, rentgenové a elektromagnetické vlny. Největší význam má infračervené záření [1][3][10].

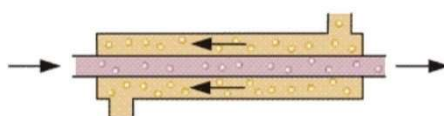
2.4 Podle směru a smyslu proudění teponosných médií

- Souproudé – ohřívací a ohřívané médium mají stejný směr a stejnou orientaci proudění.



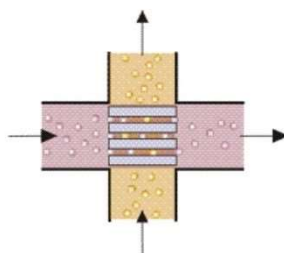
Obrázek 1 Souproud [11]

- Protiproudé – média jsou rovnoběžná, ale mají opačnou orientaci proudů.



Obrázek 2 Protiproud [11]

- Křížové – proudnice spolu svírají pravý úhel, ale jejich smysl orientace proudění je mimoběžný.



Obrázek 3 Křížový proud [11]

- Se šikmým vzájemným prouděním – osy proudů vzájemně svírají v kolmém průmětu úhel větší nebo menší než 90° .
- Vícenásobně souproudé, protiproudé a křížové proudění.
- S kombinovaným prouděním[2].

2.5 Podle druhu použitých médií

- Kapalina – kapalina (voda – voda)
- Kapalina – plyn (voda – pára, spaliny – voda, olej – pára)
- Plyn – plyn (pára – pára, spaliny – pára, vzduch – pára)
- Topné těleso – vzduch [2]

2.6 Rozdělení podle konstrukčního řešení

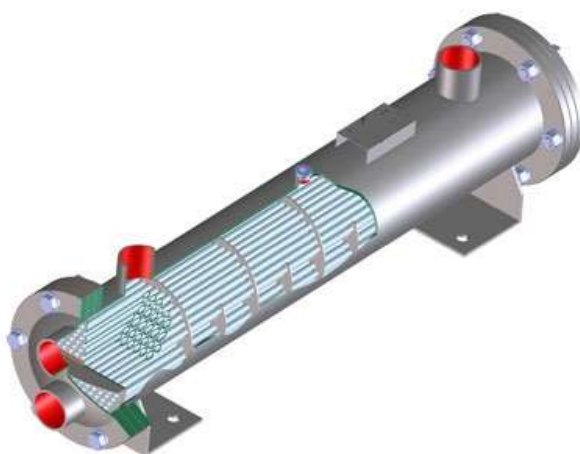
Podle zdroje [2] se tepelné výměníky dají rozdělit podle konstrukčního hlediska do těchto skupin:

- a) Trubkové
- b) Deskové
- c) Kotlové
- d) Žebrové
- e) Svazkové
- f) Šroubové

3 Trubkové výměníky

Plášťový výměník s rovnými trubkami se řadí mezi nejstarší a nejrozšířenější typ rekuperačních výměníků tepla. Jeho využití je zejména v chemickém průmyslu s různými konstrukčními variantami. Důvodem jeho rozšíření je to, že je snadný na konstrukci, je velice snadno čistitelný, což je důležité pro zachování jeho požadovaného výkonu, a dále je tu možnost snadné výměny poškozených trubek, které se mohou poškodit například vlivem dilatace při vysokých výkyvech tepla [1][2].

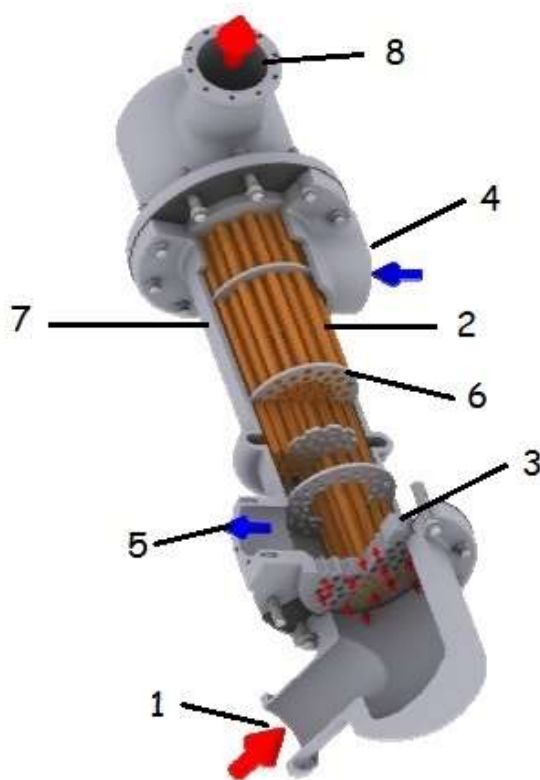
Pro tento typ výměníku jsou zároveň velmi přesně a srozumitelně definované výpočtové vztahy uvedené ve zdrojích [1][4], které tak ulehčují jejich návrh.



Obrázek 4 Trubkový výměník [12]

3.1 Popis trubkového výměníku s rovnými trubkami

Popisovaný výměník je znázorněn na (Obrázek 5). Je složen z pláště (7), na který jsou přivařeny trubkovnice (3), což jsou desky s kruhovým průřezem a otvory, do kterých jsou zaválcovány trubky (2). Tyto trubky jsou většinou vyrobeny z oceli nebo mosazi a jejich průřez je buď kruhový, nebo žebrový. Do mezitrubkového prostoru jsou obvykle instalovány segmentové nebo koncentrické přepážky (6), které ve výměníku plní dvě důležité funkce. Zaprvé fungují jako podpory pro trubky, aby nedocházelo k ohybu a ke chvění vlivem průtoku média a zároveň usměrňují proud pracovní látky, zpomalují ho a tím se zvyšuje efektivita přenosu tepla ve výměníku, ale na druhou stranu i nežádoucí tlaková ztráta. Médium, které proudí v trubkovém prostoru, vstupuje do trubek výměníku skrze vstupní armaturu (1) a vystupuje výstupním hrdlem (8). Další médium proudí v mezitrubkovém prostoru po trajektorii, která je vymezena přepážkami a vstupuje do výměníku přes vstupní armaturu (4) a vystupuje z výměníku výstupním hrdlem (5) [1][2].

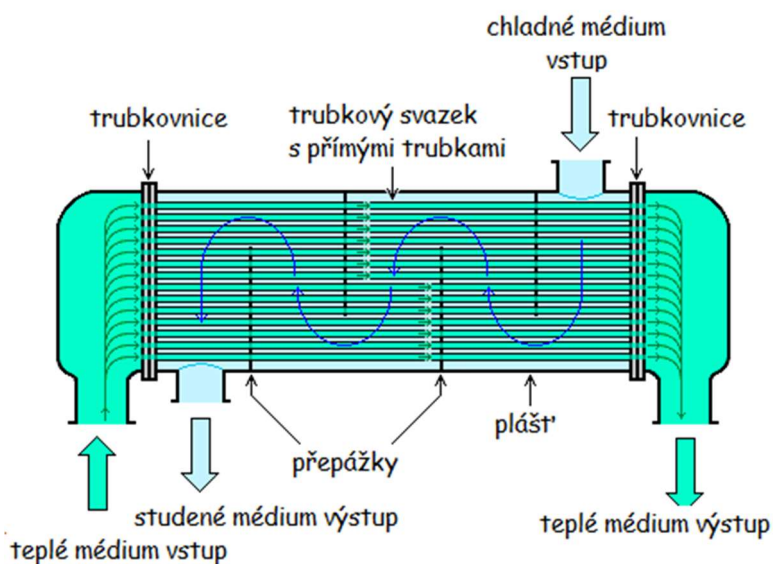


Obrázek 5 Popis výměníku tepla [2]

3.1.1 Typy trubkových výměníků

Trubkové výměníky mají podle zdroje [1][2] několik variant konstrukčního řešení.

a) Trubkový výměník s rovnými trubkami je znázorněn na (Obrázek 6)



Obrázek 6 Trubkový výměník tepla s rovnými trubkami [9]

b) Trubkový výměník se šroubovitě vinutými trubkami

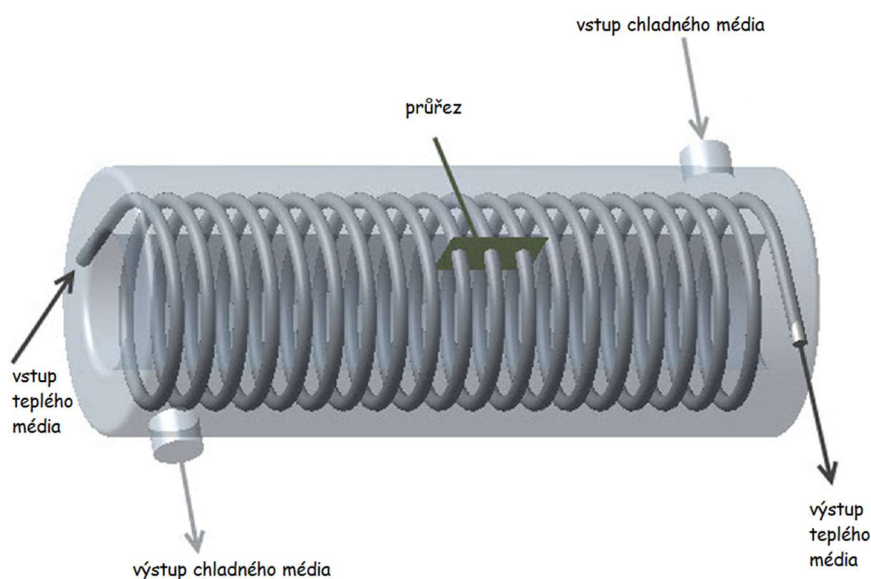
Výměník je znázorněn na (Obrázek 7). Trubky mohou být ve výměníku vedeny v jedné nebo více řadách.

Výhody výměníku:

- snadná výroba
- využití čistého protiproudu zachování příčného obtékání trubek média na vnější straně

Nevýhody výměníku:

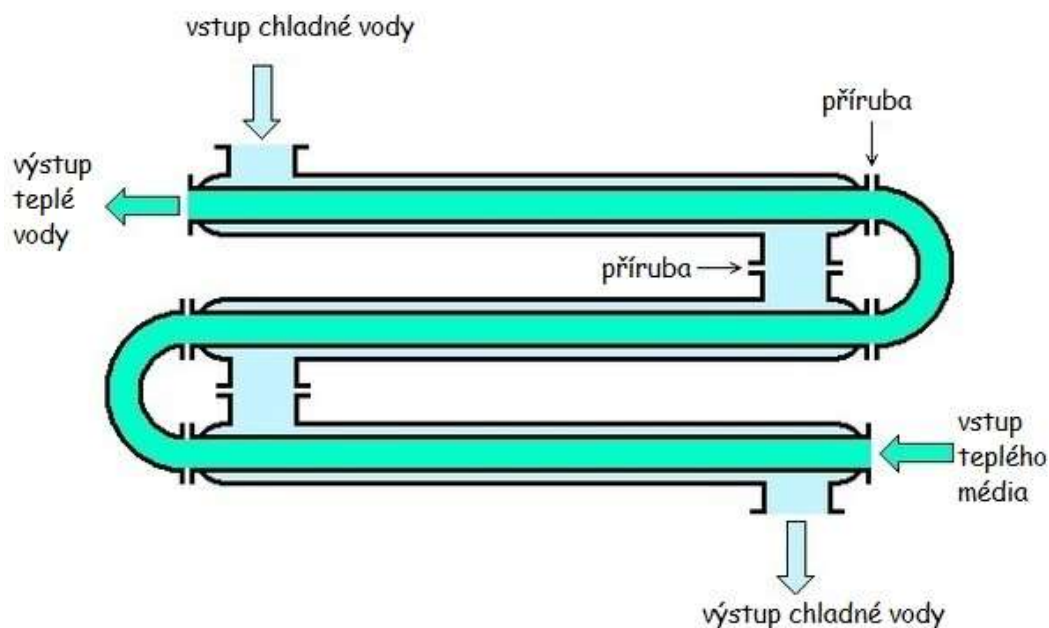
- trubka je vyrobena z jednoho kusu tzn., že při opravách je nutné ji celou vyměnit
- prostor výměníku není efektivně využit



Obrázek 7 Trubkový výměník se šroubovitě vinutými trubkami [6]

c) Článekový výměník, dvoutrubkový (Obrázek 8)

Tento typ patří mezi protiproudé výměníky s podélným omýváním vnějšího povrchu. Jeho použití v praxi je omezeno na nižší teplotní rozdíly a tlaky obou pracovních médií. Důvodem je, že dochází k problémům s teplotní dilatací trubek mezi pevnými trubkovnicemi, tudíž může dojít k narušení celistvosti tepelného výměníku.

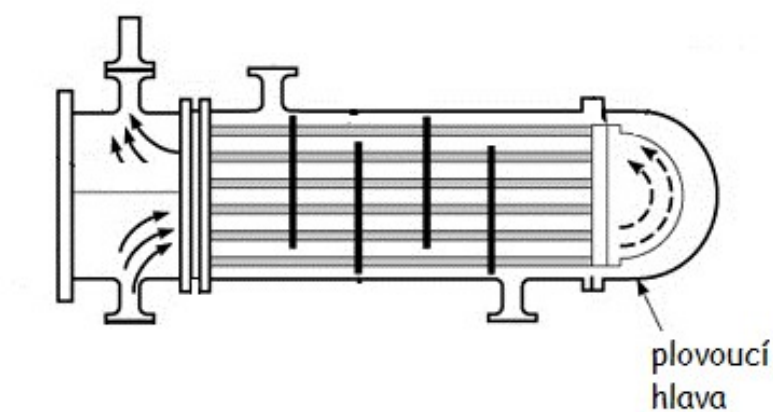


Obrázek 8 Článekový (dvoutrubkový) výměník [9]

d) Plášťový trubkový výměník tepla s plovoucí hlavou (Obrázek 9)

Tento typ tepelného výměníku se používá při větších tepelných tocích. V praxi je značně rozšířen, a to zejména z těchto důvodů:

- trubková soustava je vyjímatelná, což usnadňuje jeho opravy a čištění
- při kompenzaci s pružným zvlněním pláště dobře kompenzuje dilatace



Obrázek 9 Trubkový výměník tepla s plovoucí hlavou [7]

4 Provoz tepelných výměníků

Při provozování tepelných výměníků často dochází k procesům, se kterými je nutno počítat. Jedná se hlavně o korozi, abrazi a zanášení. Tyto procesy mohou vést k poruchám a úzce souvisí s použitým teplotnosným médiem a volbou materiálu použitého ke konstrukci TVT. Tyto procesy je možné minimalizovat vhodnou a častou údržbou strojního zařízení [2].

4.1 Zanášení

Zanášení je hlavním problémem při provozu výměníku tepla. Vlivem zanášení dochází ke zvýšení tepelného odporu, kvůli kterému se snižuje efektivita přenosu tepla, protože dochází k zúžení průtočného průřezu vlivem nánosů, přičemž se zvyšuje rychlost proudění a narůstá tlaková ztráta. Tím se zvyšují náklady na provoz výměníku, protože je zapotřebí vyššího příkonu čerpadel nebo ventilátorů. Míra znečištění závisí na geometrii výměníku.

Zanášení vzniká usazováním různých látek, zejména solí, korozních produktů a pevných látek, které se vyskytují v teplotnosných médiích. Pokud dojde k úplnému zanesení, může dojít k poruše svaru, trubky, vytržení trubky z trubkovnice, nebo dokonce i k roztržení samotné trubkovnice, jako je tomu na (Obrázek 10) [2] [13].



Obrázek 10 Deformace výměníku vlivem zanešení

4.2 Abraze

Vzniká většinou u spalínových výměníků, kde se v médiu vyskytují tuhé částice, které se vytváří při spalování. Popílkovým otěrem (převážně na straně spalín) dochází k úbytku materiálu. Tomuto jde předcházet např. snížením rychlosti spalín řešením trubek v zákrytu a rozmístěním plechů v první řadě trubek [2].

4.3 Koroze

Při korozi dochází k zeslabení trubky a společně s nánosy dochází ke zvýšení poruchovosti trubek. Tento nežádoucí účinek ve výměnících je způsoben kvalitou použitých trubek ke konstrukci výměníku i volbou teplosměnných médií. Ke korozi na straně vody dochází zejména kvůli špatnému odplynění a pH faktoru vody.

Při odstávkách je doporučeno výměník konzervovat, neboť postup koroze je při nich zvláště rychlý [2].

5 Požadavky při návrhu výměníku

Při návrhu výměníku je nutné, aby byly splněny tyto často protichůdné požadavky:

- co nejnižší tlakové ztráty neboli co nejmenší čerpací práce
- co nejmenší rozměry, hmotnost a cena materiálu použitého ke konstrukci výměníku
- co nejvyšší spolehlivost při provozu

První dva požadavky jsou vzájemně protichůdné (kvůli tlakovým ztrátám je kolikrát nutné výměník zvětšit, a tím se zvýší i náklady na jeho konstrukci a hmotnost). Proto je nutné při návrhu vybrat kompromis mezi těmito požadavky a provést více řešení, ze kterých se pak vybere nejvýhodnější návrhová varianta [2].

5.1 Požadavky na média

Je nutné, aby při volbě teplosměnné látky (média) byly splněny tyto požadavky:

- velká měrná tepelná kapacita
- vysoký součinitel tepelné vodivosti a přestupu tepla
- vhodný vztah mezi teplotou varu a tlakem
- nízká viskozita, se kterou souvisí nízké tlakové ztráty při proudění, tudíž minimální čerpací náklady při provozu výměníku tepla
- nízká agresivita vedoucí ke korozi zařízení
- zdravotní nezávadnost
- relativně nízká cena
- dostatečný výskyt

Tyto požadavky jsou nejlépe splňovány vodou a vodní párou, avšak mají i své nevýhody:

- můžou způsobovat korozi materiálu
- zanášení výhřevné plochy na straně vody kvůli výskytu solí
- u vody je nutné udržovat dostatečný tlak, aby nedocházelo k varu, a tím ke vzniku vodní páry

Volba vhodné teplosměnné látky, pokud není jinak předem dána, závisí na ekonomické rozvaze a nalezení minima na investiční a provozní náklady na předepsanou jednotku tepelné energie [2].

6 Výpočet a návrh tepelného výměníku

Výpočet tepelného výměníku byl proveden dle literatury [1][2][4].

6.1 Zadání tepelného výměníku

Tepelný výměník je navrhován pro průtok médií voda – voda se segmentovými přepážkami, které usměrňují proud, a tím se zvyšuje intenzita přestupu tepla, ale i nežádoucí tlaková ztráta. Výpočet vychází z těchto zadaných hodnot:

- Teplota ochlazovaného média na vstupu: $t_{h_in} = 105\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Hmotnostní tok ochlazovaného média: $\dot{M}_{hot} = 900\text{ t/hod}$
- Vstupní tlak ochlazovaného média: $p_{h_in} = 0,2\text{ MPa}$
- Teplota chladícího média na vstupu: $t_{c_in} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Vstupní tlak chladícího média: $p_{c_in} = 0,1\text{ MPa}$

6.2 Bilanční rovnice

Základem výpočtu tepelného výměníku jsou dvě rovnice, které se nazývají rovnice tepelné bilance a rovnice prostupu tepla. Tyto rovnice vycházejí ze zákona zachování energie. To znamená, že za ustáleného stavu se musí tepelný příkon, který je přiváděn do výměníku pomocí teplejšího média rovnat tepelnému výkonu přenesenému na chladnější médium [2].

Rovnice tepelné bilance má tvar:

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_{cold} \cdot cp_c \cdot (t_{c_in} - t_{c_out}) = \dot{M}_{hot} \cdot cp_h \cdot (t_{h_in} - t_{h_out}) \quad (MW) \quad (1.1)$$

Tato rovnice lze dále upravit pomocí vztahu (1.2).

$$i = c \cdot t \quad (kJ/kg) \quad (1.2)$$

Po dosazení rovnice (1.2) do rovnice (1.1) dostáváme tvar rovnice (1.3),

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_{cold} \cdot (i_{c_in} - i_{c_out}) = \dot{M}_{hot} \cdot (i_{h_in} - i_{h_out}) \quad (MW) \quad (1.3)$$

kde cp_c a cp_h jsou střední velikosti měrné tepelné kapacity vody, které odpovídají intervalu t_{c_in} až t_{c_out} , respektive t_{h_in} až t_{h_out} a i_{c_in} , i_{c_out} , i_{h_in} , i_{h_out} jsou měrné entalpie vody, odpovídající příslušným teplotám.

Měrná entalpie vody vstupující do výměníku byla stanovena pomocí programu SteamTab. Její hodnota při teplotě $t_{c_in} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a tlaku $p_{c_in} = 0,1\text{ MPa}$ je rovna:

$$i_{c_in} = 104,92 \frac{kJ}{kg}$$

Ze zadání lze dopočítat entalpii na výstupu tepelného výměníku i_{c_out} úpravou rovnice (1.3).

$$i_{c_out} = \frac{\dot{Q}_b + \dot{M}_{cold} \cdot i_{c_in}}{\dot{M}_{cold}} \quad (kJ/kg) \quad (1.4)$$

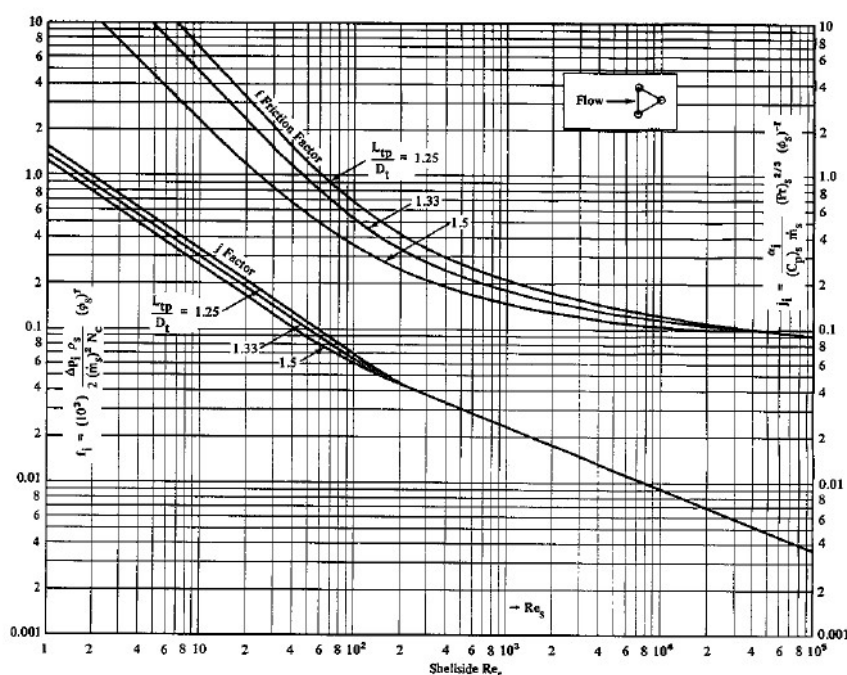
$$i_{c_out} = \frac{49 + 250 \cdot 104,92}{250} = 300,9 \frac{kJ}{kg}$$

Hodnota měrné entalpie i_{c_out} odpovídá teplotě vody na výstupu z výměníku $t_{c_out} = 71,86^\circ\text{C}$.

6.3 Trubkový prostor tepelného výměníku

Do trubkového prostoru bylo zvoleno chladnější médium z důvodu menších čerpacích prací (tlakových ztrát).

K výpočtu TP je třeba stanovit návrhovou rychlost vody, která byla zvolena s ohledem na zanášení a tlakové ztráty $w_{c_n} = 0,5 \text{ m/s}$. Dále byla zvolena trubka 25 x 2 o délce $l_t = 7150 \text{ mm}$. Uspořádání trubek bylo zvoleno do trojúhelníku, jehož vrcholy svírají úhel 30° . Rozteče mezi trubkami se obvykle volí $1,25 - 1,5 \cdot d_2$. V tomto případě byla zvolena rozteč $t_t = 1,33 \cdot d_2$, jak je ukázáno v grafu (Graf 1). Rozteč je po zaokrouhlení rovna $t_{t1} = 33 \text{ mm}$ a $t_{t2} = 28,6 \text{ mm}$.



Graf 1 Rozteče trubek pro uspořádání do trojúhelníku [4]

Nyní se dostáváme k výpočtu návrhového počtu trubek n_{t_n} podle rovnice kontinuity, která je dána vztahem (1.5),

$$n_{t_n} = \frac{4 \cdot \dot{M}_{cold}}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_{c_n} \cdot \rho_c} \quad (ks) \quad (1.5)$$

$$n_{t_n} = \frac{4 \cdot 250}{\pi \cdot 0,021^2 \cdot 0,5 \cdot 988,7} = 1460$$

kde n_{t_n} je návrhový počet trubek, \dot{M}_{cold} je hmotnostní tok chladného média, který byl zvolen $\dot{M}_{cold} = 250 \text{ kg/s}$, d_1 je vnitřní průměr trubek, ρ_c je hustota látky určena ke střední teplotě a tlaku vody v trubkovém prostoru výměníku a je uvedena v tabulce (Tabulka 1). Potom w_{c_n} je návrhová rychlost proudění v trubkách, která vychází ze vztahu (1.6),

$$w_{c_n} = \frac{\dot{V}_c}{S_{sv_n}} \quad (m/s) \quad (1.6)$$

$$w_{c_n} = \frac{0,253}{0,506} = 0,5 \text{ m/s}$$

přičemž $\dot{V}_c = 0,253 \text{ m}^3/\text{s}$ je objemový průtok chladné vody a S_{sv_n} je průtočný průřez návrhový, který je definován vztahem (1.7).

$$S_{sv_n} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_{t_n}}{4} \quad (m^2) \quad (1.7)$$

$$S_{sv_n} = \frac{\pi \cdot 0,021^2 \cdot 1460}{4} = 0,506 \text{ m}^2$$

K návrhu trubkového prostoru je důležité znát návrhový průměr obalové kružnice, která je dána vztahem (1.8),

$$D = \sqrt{4 \cdot \frac{A_t}{\pi}} + d_2 \quad (m) \quad (1.8)$$

$$D = \sqrt{4 \cdot \frac{1377}{\pi}} + 0,025 = 1,349 \text{ m}$$

přičemž A_t je teoretická plocha, kterou zabírají trubky v trubkovnici a spočítá se pomocí rovnice (1.9).

$$A_t = t_{t1} \cdot t_{t2} \cdot n_{t_n} \quad (m^2) \quad (1.9)$$

$$A_t = 33 \cdot 28,6 \cdot 1461 = 1,377 \text{ m}^2$$

Z důvodu dostupnosti a snadnější výroby obalového pláště výměníku jsem zvolil průměr D_{s_o} 1500 x 16. Pro tento zvolený průměr je potřeba vypočítat skutečný počet trubek v TP, který je dán vztahem (1.10),

$$n_t = \frac{\pi \cdot (D'_s - d_2)^2}{4 \cdot t_t^2 \cdot c_1} \quad (ks) \quad (1.10)$$

$$n_t = \frac{\pi \cdot (1,448 - 0,025)^2}{4 \cdot 0,033^2 \cdot 0,866} = 1688$$

přičemž $c_1 = 0,866$ pro uspořádání do trojúhelníku pod úhlem 30° , D'_s je průměr obalového válce svazku trubek, spočítaný spojením rovnic (1.12) a (1.13),

$$D'_s = D_s - k_r \quad (m) \quad (1.11)$$

$$D'_s = 1468 - 20 = 1448 \text{ mm}$$

kde D_s je vnitřní průměr pláště a k_r je vůle mezi obalovým válcem svazku trubek a pláštěm výměníku. Tyto veličiny jsou vypočítány následovně:

$$D_s = D_{s_o} - 2 \cdot \delta_2 \quad (m) \quad (1.12)$$

$$D_s = 1500 - 2 \cdot 16 = 1468 \text{ mm}$$

$$k_r = 12 + 0,005 \cdot D_{os} \quad (m) \quad (1.13)$$

$$k_r = 12 + 0,005 \cdot 1423 = 20 \text{ mm}$$

přičemž D_{os} je kružnice svazku procházející osou trubek, která je dána rovnicí:

$$D_{os} = D'_s - d_2 \quad (m) \quad (1.14)$$

$$D_{os} = 1448 - 25 = 1423 \text{ mm}$$

Nyní určíme skutečnou rychlost proudění pracovní látky w_{cS} pro výsledný počet trubek n_t ze vztahu (1.15),

$$w_{cS} = \frac{\dot{V}_c}{S_{sv}} \quad (m/s) \quad (1.15)$$

$$w_{cS} = \frac{0,253}{0,585} = 0,433 \text{ m/s}$$

kde S_{sv} je skutečný průřez svazku vypočítaný podle vztahu (1.16),

$$S_{sv} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_t}{4} \quad (m^2) \quad (1.16)$$

$$S_{sv} = \frac{\pi \cdot 0,021^2 \cdot 1688}{4} = 0,585 \text{ m}^2$$

Dále pro správný návrh trubkového prostoru je zapotřebí spočítat šířku trubkovnice, kterou jsem zvolil s ohledem na to, že v této práci není uvažován pevnostní výpočet $L_{ts} = 150 \text{ mm}$ ze vztahu (1.17), uvedeného ve zdroji [4],

$$L_{ts} = 0,1 \cdot D_{s_o} \quad (m) \quad (1.17)$$

$$L_{ts} = 0,1 \cdot 1500 = 150 \text{ mm}$$

6.4 Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru výměníku

U trubkových výměníků dochází k přestupu tepla v TP převážně nucenou konvekcí. Pro jeho správné určení je nutné stanovit střední teplotu t_c a střední tlak p_c v TP, aby bylo možné určit vlastnosti vody v něm proudící, které jsou uvedeny v (Tabulka 1). Pro výpočet p_c jsem provedl odhad tlakové ztráty $\Delta p_c = 1,172 \text{ kPa}$ [1].

Střední hodnoty t_c a p_c se určí podle vztahů (1.18) a (1.19),

$$t_c = \frac{t_{c_in} + t_{c_out}}{2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (1.18)$$

$$t_c = \frac{25 + 71,86}{2} = 48,43 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_c = \frac{p_{c_in} + p_{c_out}}{2} \quad (\text{MPa}) \quad (1.19)$$

$$p_c = \frac{0,1 + 0,0988}{2} = 0,099 \text{ MPa}$$

Vlastnosti vody pro střední hodnoty t_c a p_c jsou uvedeny v (Tabulka 1).

Tabulka 1 Vlastnosti vody ke střední teplotě 48,43 °C

$t_c = 48,43 \text{ }^\circ\text{C}$	$cp_c [J/kg \cdot K]$	$\lambda_c [W/m \cdot K]$	$\eta_c [Pa \cdot s]$	$\rho_c [kg/m^3]$
H_2O	4180,9	0,641	0,000561	988,7

Součinitel přestupu tepla α_c pro TP je možno spočítat ze vztahu (1.20),

$$\alpha_c = Nu_c \cdot \frac{\lambda_c}{d_1} \quad (W/m^2 K) \quad (1.20)$$

přičemž kritériální rovnice pro výpočet Nusseltova čísla Nu_1 má podobu rovnice (1.21),

$$Nu_c = C_1 \cdot Re_c^m \cdot Pr_c^n \quad (-) \quad (1.21)$$

kde konstanty C_1 , m , n jsou závislé na velikosti Reynoldsova čísla a pro turbulentní průtok kanálem jsou dány podle (Tabulka 2).

Tabulka 2 Kritériální vlastnosti pro turbulentní průtok kanálem [2]

C_1	m	n
0,023	0,8	0,4

6.4.1 Výpočet bezrozměrných podobnostních kritérií

Tyto hodnoty jsou nezbytnou součástí výpočtu součinitele přestupu tepla α_c podle vztahu (1.20).

- Reynoldsovo číslo Re_c

$$Re_c = \frac{w_{cs} \cdot d_1}{\nu_c} \quad (-) \quad (1.22)$$

$$Re_c = \frac{0,433 \cdot 0,021}{5,674 \cdot 10^{-7}} = 1,601 \cdot 10^4$$

- Prandtlovo číslo Pr_c

$$Pr_c = \frac{cp_c \cdot \eta_c}{\lambda_c} \quad (-) \quad (1.23)$$

$$Pr_c = \frac{4180,9 \cdot 5,61 \cdot 10^{-4}}{0,641} = 3,659$$

Nyní již máme potřebné veličiny pro určení Nu_c z výše zmíněného vztahu (1.21),

$$Nu_c = 0,023 \cdot 16010^{0,8} \cdot 3,659^{0,4} = 89,249$$

pak výsledný součinitel přestupu tepla α_c se vypočítá podle vztahu (1.20) a je roven

$$\alpha_c = \frac{Nu_c \cdot \lambda_c}{d_1} = \frac{89,249 \cdot 0,641}{0,021} = 2724 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

6.5 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

Tlakové ztráty (čerpací práce) znamenají určení průtočného odporu média. Znalost tlakových ztrát je nezbytnou součástí pro posouzení hospodárnosti výměníku a dimenzování strojních zařízení, které zajišťují průtok pracovních látek.

Tlakové ztráty v TP jsou dány vztahem (1.24),

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \quad (Pa) \quad (1.24)$$

kde

- Δp_{t1} jsou tlakové ztráty vyvolané třením
- Δp_{m1} jsou tlakové ztráty místní, které jsou vyvolány místními odpory

6.5.1 Tlakové ztráty třením

Tlakové ztráty třením v trubkách kruhového průřezu mají tvar rovnice (1.25),

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_c \cdot w_{cs}^2}{2} \cdot n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad (Pa) \quad (1.25)$$

$$\Delta p_{t1} = 0,029 \cdot \frac{988,7 \cdot 0,433^2}{2} \cdot 1 \cdot 354,8 \cdot 1,1 = 1,07 \text{ kPa}$$

kde w_{cs} je definovaná vztahem (1.15), λ_{11} je ztrátový součinitel a v tomto případě, kdy je $Re > 2320$, tak pro něj platí vztah (1.26).

$$\lambda_{11} = 8 \left[\left(\frac{8}{Re_c} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (-) \quad (1.26)$$

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{1,601 \cdot 10^4} \right)^{12} + \frac{1}{(3,062 \cdot 10^{19} + 8,308 \cdot 10^5)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,029$$

Substituční faktory x_9 a x_{10} se určí podle následujících vztahů (1.27) a (1.28),

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_c} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16} \quad (-) \quad (1.27)$$

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{1,601 \cdot 10^4} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 9,524 \cdot 10^{-4}} \right] \right\}^{16} = 3,062 \cdot 10^{19}$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re_1} \right)^{16} \quad (-) \quad (1.28)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{1,601 \cdot 10^4} \right) = 8,308 \cdot 10^5$$

přičemž k_{r1} je relativní drsnost trubky pro kterou platí vztah (1.29),

$$k_{r1} = \frac{k}{d_1} \quad (-) \quad (1.29)$$

$$k_{r1} = \frac{2 \cdot 10^{-5}}{0,021} = 9,524 \cdot 10^{-4}$$

kde k je střední absolutní drsnost stěny, která byla zvolena $0,02 \text{ mm}$.

Nyní se dostáváme k výpočtu korekčních faktorů z_1 a z_2 . Součinitel z_1 je dán vztahem (1.30) do kterého je započítána i délka trubkovnice ve které také dochází k tlakovým ztrátám.

$$z_1 = \frac{l_t + 2 \cdot L_{ts}}{d_1} \quad (-) \quad (1.30)$$

$$z_1 = \frac{7,15 + 2 \cdot 0,15}{0,021} = 354,8$$

Korekční faktor z_2 je součinitel, který zohledňuje **změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě s ohledem na směr tepelného toku**. V tomto případě se jedná o kapalinu proudící v TP, kde pro kapaliny platí vztah (1.31),

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{1s}}{\eta_c} \right)^a \quad (-) \quad (1.31)$$

$$z_2 = \left(\frac{0,873 \cdot 10^{-3}}{0,000561} \right)^{0,24} = 1,1$$

přičemž η_{1s} je dynamická viskozita v mezní vrstvě. Pro směr tepelného toku z TP při $Re_1 > 2320$ je konstanta $a = 0,24$.

Pro získání η_{1s} musí být spočítána teplota na stěně trubky, která se vypočítá podle rovnice (1.32) uvedené ve zdroji [8],

$$t_{wl} = t_c - \frac{\dot{Q}_b}{S_{ltp} \cdot \alpha_c} \quad (^\circ\text{C}) \quad (1.32)$$

$$t_{wl} = 48,43 - \frac{49 \cdot 10^6}{796,039 \cdot 2724} = 25,84^\circ\text{C}$$

přičemž S_{ts} je výhřevná plocha na vnitřní straně trubek a získá se ze vztahu (1.33) uvedeného ve zdroji [8].

$$S_{ltp} = \pi \cdot d_1 \cdot l_t \cdot n_t \quad (m^2) \quad (1.33)$$

$$S_{ltp} = \pi \cdot 0,021 \cdot 7,15 \cdot 1688 = 796,039 \text{ m}^2$$

Při teplotě vody na stěně trubky $t_w = 25,84^\circ\text{C}$ odpovídá dynamická viskozita vody hodnotě $\eta_{1s} = 0,873 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, která byla použita ve vztahu (1.31).

6.5.2 Tlakové ztráty místní

Tlakové ztráty místní sestávají z tlakové ztráty na vstupu a výstupu pracovního média, z trubek trubkového svazku a tlakové ztráty ohybem proudu pracovního média v komorách TVT [1].

Jejich výpočet je dán vztahem (1.34),

$$\Delta p_{m1} = [\zeta_{11} \cdot n_{CH1} + \zeta_{12} \cdot (n_{CH1} - 1)] \cdot \frac{\rho_c \cdot w_{cs}^2}{2} \quad (Pa) \quad (1.34)$$

$$\Delta p_{m1} = [0,7 \cdot 1 + 0,4 \cdot (1 - 1)] \cdot \frac{988,7 \cdot 0,433^2}{2} = 101,762 \text{ Pa}$$

kde

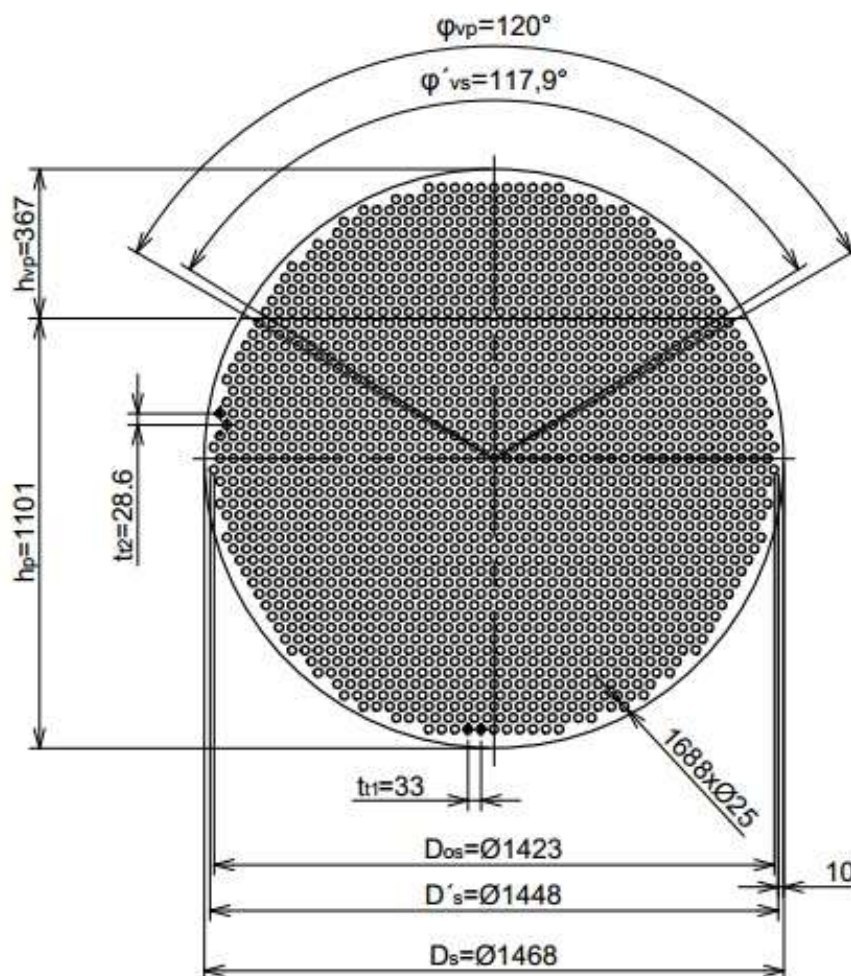
- $\zeta_{11} = 0,7$ se jedná se o ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek trubkového systému
- $\zeta_{12} = 0,4$ což je ztrátový součinitel místního odporu pro ohyb proudu v komoře

Celková ztráta ve výměníku tepla v TP pouze třením v trubkách (bez uvažování vtokových a výtokových ztrát) je rovna podle rovnice (1.24),

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} = 1,07 \cdot 10^3 + 101,762 = 1,172 \cdot kPa$$

6.6 Mezitrubkový prostor

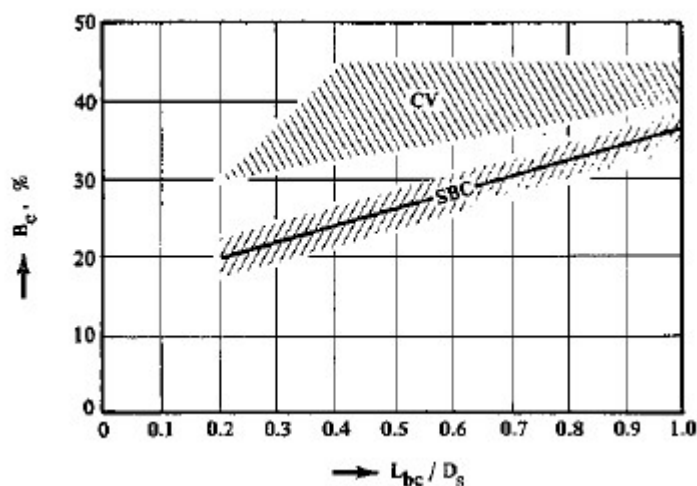
Pro konstrukci mezitrubkového prostoru výměníku byl zvolen průměr pláště 1500 x 16. Pracovní látkou bylo zvoleno teplejší médium o teplotě $t_h = 105^\circ\text{C}$ při vstupním tlaku $p_h = 0,2\text{ MPa}$. Teplejší voda byla zvolena z toho důvodu, že je zde předpokládán větší tlakový úbytek. Tento úbytek je zapříčiněn převážně segmentovými přepážkami, které jsou rozmístěné po celé délce výměníku. Ze zadání máme větší tlakovou rezervu právě v případě teplejší vody.



Obrázek 11 Schéma trubkovnice

6.6.1 Segmentové přepážky

Segmentové přepážky jsou do výměníku voleny z důvodu usměrnění proudu média a prodloužení dráhy, kterou musí médium urazit. Tím se zvyšuje intenzita přestupu tepla, ale na druhou stranu dochází i k nežádoucím tlakovým ztrátám [1]. Proto je nutné zvolit vhodný počet přepážek a vzdálenosti mezi nimi. V tomto případě byl zvolen počet přepážek vzhledem k tlakové ztrátě $n_p = 6$, o tloušťce $s_p = 5 \text{ mm}$ s roztečí $t_p = 900 \text{ mm}$ podle zdroje [4]. Neopřepážkovaná délka $l_m = 1310 \text{ mm}$. Výška přepážky byla zvolena podle (Graf 2) $0,75 \cdot D_s$, která odpovídá výšce $h_p = 1101 \text{ mm}$.



Graf 2 Doporučené seříznutí přepážky [4]

Nyní je nutné spočítat průřez výřezu segmentové přepážky, který se určí pomocí vztahu (1.35),

$$S_{vp} = \frac{D_s^2}{8} \cdot \left(\rho_{vp} \cdot \frac{\pi}{180} - \sin(\rho_{vp}) \right) - \left(n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \right) \quad (m^2) \quad (1.35)$$

$$S_{vp} = \frac{1,468^2}{8} \cdot \left(120 \cdot \frac{\pi}{180} - \sin(120) \right) - \left(315 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \right) = 0,176 \text{ m}^2$$

přičemž úhel ρ_{vp} je zřejmý z (Obrázek 11) a n_{tv} je počet trubek ve výřezu přepážky, který lze spočítat pomocí vztahu (1.36),

$$n_{tv} = \frac{(D'_s - d_2)^2}{8 \cdot t_t^2 \cdot c_2} \cdot \left(\rho'_{vs} \cdot \frac{\pi}{180} - \sin(\rho'_{vs}) \right) \quad (ks) \quad (1.36)$$

$$n_{tv} = \frac{(1,448 - 0,025)^2}{8 \cdot 0,33^2 \cdot 0,866} \cdot \left(117,9 \cdot \frac{\pi}{180} - \sin(117,9) \right) = 315$$

kde úhel ρ'_{vs} je patrný z (Obrázek 11) a $c_2 = 0,866$ pro uspořádání trubek pod úhlem 30° .

Dále je potřeba určit střední hmotovou rychlost v mezitrubkovém prostoru, která se určí pomocí vztahu (1.37),

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{M}_{hot}}{S_m} \quad (\text{kg} / \text{m}^2 \text{s}) \quad (1.37)$$

$$\dot{m}_s = \frac{250}{0,328} = 761,1 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{s}$$

přičemž $\dot{M}_{hot} = \dot{M}_{cold} = 250 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{s}$ a jedná se o hmotnostní průtok teplé vody a S_m je průřez mezi segmentovými přepážkami, který se stanoví podle vztahu (1.38).

$$S_m = t_p \cdot \left(k_r + \frac{D_{os}}{t_{t1}} \cdot (t_{t1} - d_2) \right) \quad (\text{m}^2) \quad (1.38)$$

$$S_m = 0,9 \cdot \left(0,02 + \frac{1,423}{0,033} \cdot (0,033 - 0,025) \right) = 0,328 \text{ m}^2$$

6.6.2 Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Pro výpočet součinitele přestupu tepla je nutné, stejně jako v případě trubkového prostoru, určit vlastnosti vody ke střední teplotě t_h a tlaku p_h vody v mezitrubkovém prostoru. Tyto vlastnosti jsou uvedeny v (Tabulka 3). Pro určení středního tlaku jsem provedl odhad tlakové ztráty $\Delta p_h = 59 \text{ kPa}$, tudíž předpoklad výstupního tlaku $p_{h_out} = 0,141 \text{ MPa}$.

Střední hodnoty se určí podle vztahů (1.39) a (1.40).

$$t_h = \frac{t_{h_in} + t_{h_out}}{2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (1.39)$$

$$t_h = \frac{105 + 58,32}{2} = 81,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_h = \frac{p_{h_in} + p_{h_out}}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (1.40)$$

$$p_h = \frac{0,2 + 0,141}{2} = 0,170 \text{ MPa}$$

Vlastnosti vody pro střední hodnoty vody v mezitrubkovém prostoru jsou dány v (Tabulka 3).

Tabulka 3 Vlastnosti vody ke středním hodnotám

$t_h = 81,66 \text{ }^\circ\text{C}$	$c_{p_h} [\text{J/kg} \cdot \text{K}]$	$\lambda_h [\text{W/m} \cdot \text{K}]$	$\eta_h [\text{Pa} \cdot \text{s}]$	$\rho_h [\text{kg/m}^3]$
H_2O	4197,9	0,671	0,000347	970,8

Nyní je potřeba určit: Reynoldsovo a Prandtlovo číslo ze vztahů (1.41) a (1.42):

- Reynoldsovo číslo

$$\text{Re}_h = \frac{\dot{m}_s \cdot d_2}{\eta_h} \quad (-) \quad (1.41)$$

$$\text{Re}_h = \frac{761,1 \cdot 0,025}{0,000347} = 5,483 \cdot 10^4$$

- Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_h = c p_h \cdot \frac{\eta_h}{\lambda_h} \quad (-) \quad (1.42)$$

$$\text{Pr}_h = 4197,9 \cdot \frac{0,000347}{0,671} = 2,171$$

Dále se dostáváme k výpočtu ideálního součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru výměníku α_{h_id} , který je definován vztahem (1.43), podle zdroje [4] následovně,

$$\alpha_{h_id} = j_i \cdot c p_h \cdot \dot{m}_s \cdot \text{Pr}_h^{\frac{2}{3}} \quad (W/m^2 K) \quad (1.43)$$

$$\alpha_{h_id} = 4,654 \cdot 10^{-3} \cdot 4197,9 \cdot 761,1 \cdot 2,171^{\frac{2}{3}} = 8,87 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2 K}$$

přičemž Pr_h je Prandtlovo číslo v mezitrubkovém prostoru určené vztahem (1.42) a j_i je Coulburnův faktor, který se vypočítá podle vztahu (1.44),

$$j_i = a_1 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{t_t}{d_2}} \right)^a \cdot \text{Re}_h^{a_2} \quad (-) \quad (1.44)$$

$$j_i = 0,321 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{0,033}{0,025}} \right)^{0,035} \cdot (5,483 \cdot 10^4)^{-0,388} = 4,654 \cdot 10^{-3}$$

kde a je dáno vztahem (1.45),

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 \cdot \text{Re}_h^{a_4}} \quad (-) \quad (1.45)$$

$$a = \frac{1,450}{1 + 0,14 \cdot (5,483 \cdot 10^4)^{0,519}} = 0,035$$

přičemž koeficienty a_1, a_2, a_3, a_4 jsou uvedeny v (Tabulka 4) pro velikost Reynoldsova čísla $Re_h = 5,483 \cdot 10^4$.

Tabulka 4 Koeficienty pro výpočet Coulburnova faktoru [4]

a_1	a_2	a_3	a_4
0,321	- 0,388	1,450	0,519

Dále je k výpočtu nutná znalost rychlosti v trubkovém svazku w_2 , která se získá ze vztahu (1.46),

$$w_2 = \frac{\dot{M}_{hot}}{S_{2N} \cdot \rho_h \cdot \psi} \quad (m/s) \quad (1.46)$$

$$w_2 = \frac{250}{1,314 \cdot 970,8 \cdot 0,405} = 0,484 \text{ m/s}$$

přičemž S_{2N} je velikost volného nezaplňného průřezu mezi jednou roztečí přepážek, která se spočítá ze vztahu (1.47).

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_s \quad (m^2) \quad (1.47)$$

$$S_{2N} = (0,9 - 0,005) \cdot 1,468 = 1,314 \text{ m}^2$$

Dále ψ je mezerovitost trubkového svazku a při $x_7 \geq 1$ je dán vztahem (1.48),

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6} \quad (-) \quad (1.48)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,32} = 0,405$$

kde

$$x_6 = \frac{t_{11}}{d_2} \quad (-) \quad (1.49)$$

$$x_6 = \frac{0,033}{0,025} = 1,32$$

$$x_7 = \frac{t_{12}}{d_2} \quad (-) \quad (1.50)$$

$$x_7 = \frac{0,0286}{0,025} = 1,143$$

Nyní se můžeme zabývat **výpočtem korekčních faktorů**, které jsou nezbytné pro výpočet skutečného součinitele přestupu tepla v MP, který je dán vztahem (1.51).

$$\alpha_h = \alpha_{h_id} \cdot j_c \cdot j_l \cdot j_b \cdot j_s \quad (W/m^2 K) \quad (1.51)$$

Výpočet korekčních faktorů:

- j_r zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu v proudě pracovní látky při laminárním proudění a pro $Re_2 > 100$ je roven 1
- j_c nám zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek, a pro nějž platí vztah (1.52).

$$j_c = 0,55 + 0,72 \cdot \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{\rho_{vp}}{360} - \frac{\sin(\rho_{vp})}{2\pi} \right) \right] \quad (-) \quad (1.52)$$

$$j_c = 0,55 + 0,72 \cdot \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{120}{360} - \frac{\sin(120)}{2\pi} \right) \right] = 0,988$$

- j_l zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách a je dán vztahem (1.53),

$$j_l = 0,44 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,44 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) \cdot \exp \left(-2,2 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}} \right) \quad (-) \quad (1.53)$$

$$j_l = 0,44 \cdot \frac{0,049}{0,049 + 0,011} + \left(1 - 0,44 \cdot \frac{0,049}{0,049 + 0,011} \right) \cdot e^{\left(-2,2 \cdot \frac{0,049 + 0,011}{0,326} \right)} = 0,785$$

kde S_{tp} je průtočný průřez v přepážce, S_{ps} je průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm a S_{2Z} je průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek. Tyto veličiny se určí podle vztahů (1.54), (1.55) a (1.57),

$$S_{tp} = \left(n_t - \frac{n_{tv}}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_{2p}^2 - d_2^2)}{4} \quad (m^2) \quad (1.54)$$

$$S_{tp} = \left(1688 - \frac{315}{2} \right) \cdot \frac{\pi \cdot (0,0258^2 - 0,025^2)}{4} = 0,049 \, m^2$$

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - D_p^2) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360} \quad (m^2) \quad (1.55)$$

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (1468^2 - 1461^2) \cdot \frac{360 - 120}{360} = 0,011 \, m^2$$

přičemž D_p je průměr přepážky, která se podle zdroje [4] spočítá ze vztahu (1.55).

$$D_p = D_s - (3,1 + 0,004 \cdot D_s) \quad (m) \quad (1.56)$$

$$D_p = 1468 - (1,6 + 0,004 \cdot 1468) = 1461 \, mm$$

Dále následuje výpočet dle rovnice (1.57),

$$S_{2Z} = (s_{ts} + \Sigma s_{tt}) \cdot (t_p - s_p) \quad (m^2) \quad (1.57)$$

$$S_{2Z} = (0,02 + 0,345) \cdot (0,9 - 0,005) = 0,326 \, m^2$$

kde se $s_{ts}, \Sigma s_{tt}, s_{tt}$ určí podle vztahů (1.58), (1.59) a (1.60).

$$s_{ts} = D_s - D'_s \quad (m) \quad (1.58)$$

$$s_{ts} = 1468 - 1448 = 0,02 \, m$$

$$\Sigma s_{tt} = \frac{D'_s - d_2}{t_{t1}} \cdot s_{tt} \quad (m) \quad (1.59)$$

$$\Sigma s_{tt} = \frac{1,448 - 0,025}{0,033} \cdot 0,008 = 0,345 \, m$$

$$s_{tt} = t_t - d_2 \quad (m) \quad (1.60)$$

$$s_{tt} = 0,033 - 0,025 = 0,008 \, m$$

- j_b zohledňuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku a jeho tvar pro výměník bez těsnících lišt a při $Re_2 \geq 100$, kde hodnota $c_1 = 1,35$ je následující,

$$j_b = e^{\left(-c_1 \frac{S_{ss}}{S_{2Z}}\right)} \quad (-) \quad (1.61)$$

$$j_b = e^{\left(-1,35 \frac{0,01}{0,326}\right)} = 0,958$$

přičemž S_{2Z} byl definován vztahem (1.57) a S_{ss} je průtočný průřez obtokového proudu mezi jednou roztečí přepážek a je dán vztahem (1.62).

$$S_{ss} = (D_s - D'_s - s_{tt}) \cdot (t_p - s_p) \quad (m^2) \quad (1.62)$$

$$S_{ss} = (1,468 - 1,448 - 0,008) \cdot (0,9 - 0,005) = 0,01 \, m^2$$

- j_s nám zohledňuje vliv neopřepážkovaných prostorů pod vstupními hrdly MP a má tvar podle vztahu (1.63),

$$j_s = \frac{(n_p - 1) + \left(\frac{l_m}{t_p}\right)^{1-n} + \left(\frac{l_m}{t_p}\right)^{1-n}}{(n_p - 1) + \frac{l_m}{t_p} + \frac{l_m}{t_p}} \quad (-) \quad (1.63)$$

$$j_s = \frac{(6-1) + \left(\frac{1,31}{0,9}\right)^{1-0,6} + \left(\frac{1,31}{0,9}\right)^{1-0,6}}{(6-1) + \frac{1,31}{0,9} + \frac{1,31}{0,9}} = 0,926$$

přičemž koeficient $n = 0,6$ a l_m je neopřepážkovaná délka, která se vypočítá podle vztahu (1.64).

$$l_m = \frac{[l_t - (n_p - 1) \cdot t_p - n_p \cdot s_p]}{2} \quad (m) \quad (1.64)$$

$$l_m = \frac{[7,150 - (6-1) \cdot 0,900 - 6 \cdot 0,005]}{2} = 1,31 \text{ m}$$

Se znalostí korekčních faktorů jsme schopni podle vztahu (1.51) spočítat skutečný součinitel přestupu tepla.

$$\alpha_h = 8870 \cdot 0,988 \cdot 0,785 \cdot 1 \cdot 0,958 \cdot 0,926 = 6,606 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

6.7 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

V tomto případě, byl proveden výpočet tlakové ztráty pro jednosegmentový jednochodý přepážkový systém tepelného výměníku. Rovnice pro tlakovou ztrátu v MP vypadá podle zdroje [1] následovně,

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} = \Delta p_{to} + \Delta p_m + \Delta p_{ptv} \quad (Pa) \quad (1.65)$$

kde

- Δp_{to} jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku.
- Δp_m jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru svazku.
- Δp_{ptv} jsou tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek (včetně otočení proudu o 180°).

6.7.1 Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku výměníku

Tyto ztráty se značí Δp_{to} a pro jejich výpočet platí vztah (1.66),

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_2 \cdot w_{2z} \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad (Pa) \quad (1.66)$$

přičemž n_p je počet přepážek, n_{rp} je počet řad trubek mezi seříznutím přepážek určený podle vztahu (1.69) a λ_{22} je součinitel ztrát při příčném obtékání trubek, pro který platí vztah (1.67),

$$\lambda_{22} = b_1 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{t_t}{d_2}} \right)^b \cdot \text{Re}_h^{b_2} \quad (-) \quad (1.67)$$

$$\lambda_{22} = 0,372 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{0,033}{0,025}} \right)^{0,207} \cdot (5,483 \cdot 10^4)^{-0,123} = 0,097$$

kde pro b platí vztah (1.68),

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 \cdot \text{Re}_h^{b_4}} \quad (-) \quad (1.68)$$

$$b = \frac{7,00}{1 + 0,14 \cdot (5,483 \cdot 10^4)^{0,519}} = 0,207$$

přičemž konstanty b_1, b_2, b_3, b_4 jsou uvedeny v (Tabulka 5) pro velikost Reynoldsova čísla $\text{Re}_2 = 5,483 \cdot 10^4$.

Tabulka 5 Koeficienty pro výpočet ztrátového součinitele λ_{22} [4]

b_1	b_2	b_3	b_4
0,372	- 0,123	7,00	0,500

Počet příčně obtékaných řad trubek mezi hranami seřiznutí přepážek je dán vztahem (1.69).

$$n_{rp} = \frac{h_p - h_{vp}}{t_{t2}} \quad (ks) \quad (1.69)$$

$$n_{rp} = \frac{1,101 - 0,367}{0,0286} = 25,684$$

K dalším výpočtům je nutné spočítat rychlost v nejužším průtočném průřezu zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku w_{2Z} , která se vypočítá pomocí vztahu (1.70).

$$w_{2Z} = \frac{\dot{M}_{hot}}{S_{2Z} \cdot \rho_h} \quad (m/s) \quad (1.70)$$

$$w_{2Z} = \frac{250}{0,326 \cdot 970,8} = 0,789 \text{ m/s}$$

Průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku S_{2Z} byl definován vztahem (1.57).

Pro výpočet tlakových ztrát v MP je zapotřebí spočítat jednotlivé **korekční faktory**.

Výpočet korekčních faktorů

Výpočet byl proveden podle zdroje [1]

- z_2 zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě, včetně vlivu směru tepelného toku a pro kapalinu protékající v MP, kterou je teplejší voda, platí vztah (1.71),

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{2s}}{\eta_2} \right)^{0,14} \quad (-) \quad (1.71)$$

$$z_2 = \left(\frac{386,8 \cdot 10^{-6}}{347 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,14} = 1,015$$

přičemž $\eta_{2s} = 386,8 \mu Pa \cdot s$ a je to dynamická viskozita vody na vnější stěně trubky při teplotě $t_{w2} = 73,2^\circ C$, která se spočítá ze vztahu (1.72) podle zdroje [8] následovně,

$$t_{w2} = t_h - \frac{\dot{Q}_b}{S_{2tp} \cdot \alpha_h} \quad (^\circ C) \quad (1.72)$$

$$t_{w2} = 81,66 - \frac{49}{947,7 \cdot 6106} = 73,2^\circ C$$

kde S_{2tp} je výhřevná plocha na vnější straně trubek vypočítaná ze vztahu (1.73) podle zdroje [8].

$$S_{2tp} = \pi \cdot d_2 \cdot l_t \cdot n_t \quad (m^2) \quad (1.73)$$

$$S_{2tp} = \pi \cdot 0,025 \cdot 7150 \cdot 1688 = 947,7 m^2$$

- z_3 zohledňuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku. Platí pro něj vztah (1.74), obdobný jako v případě korekčního součinitele v případě přestupu tepla s jedinou výjimkou, kterou je hodnota konstanty c_1 , která je v případě $Re_2 \geq 100$ rovna $c_1 = 3,7$

$$z_3 = e^{\left[-c_1 \cdot \frac{S_{ss}}{S_{2z}} \right]} \quad (-) \quad (1.74)$$

$$z_3 = e^{\left[-3,7 \cdot \frac{0,01}{0,326} \right]} = 0,89$$

- z_4 nám zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách a platí pro něj vztah (1.75),

$$z_4 = e^{\left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{2Z}} \right)^{x_{13}} \right]} \quad (-) \quad (1.75)$$

$$z_4 = e^{\left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{0,011}{0,011 + 0,049} \right) \cdot \left(\frac{0,011 + 0,049}{0,326} \right)^{0,596} \right]} = 0,575$$

kde x_{13} je definován vztahem (1.76),

$$x_{13} = \left[-0,15 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) + 0,8 \right] \quad (-) \quad (1.76)$$

$$x_{13} = \left[-0,15 \cdot \left(1 + \frac{0,011}{0,011 + 0,049} \right) + 0,8 \right] = 0,621$$

přičemž S_{tp}, S_{ps}, S_{2Z} byly definovány v předešlé kapitole a platí pro ně vztahy (1.54), (1.55) a (1.57).

Výsledná tlaková ztráta v opřepážkovaném prostoru svazku výměníku je tedy rovna:

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot 0,097 \cdot 25,684 \cdot 5 \cdot 970,8 \cdot 0,789^2 \cdot 1,015 \cdot 0,89 \cdot 0,575 = 7.845 \text{ kPa}$$

6.7.2 Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru výměníku

Značí se Δp_{in} a jejich výpočet je podobný jako v předchozím případě a vychází ze vztahu (1.77),

$$\Delta p_{in} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot w_{2z}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \quad (Pa) \quad (1.77)$$

kde n_{rv} je počet řad trubek ve výřezu nad přepážkou a n_{rp} je počet příčně obtékaných řad trubek mezi hranami seříznutí přepážek, které se určí pomocí vztahu (1.78) a (1.79), a jsou uvedeny ve zdroji [1] následovně,

$$n_{rv} = 2 \cdot \frac{h_{vs}}{t_{t2}} \quad (ks) \quad (1.78)$$

$$n_{rv} = 2 \cdot \frac{0,357}{0,0286} = 25,0$$

$$n_{rp} = \frac{h_p - h_{vp}}{t_{t2}} \quad (ks) \quad (1.79)$$

$$n_{rp} = \frac{1,101 - 0,367}{0,0286} = 25,7$$

přičemž h_{vp} a t_{t2} jsou vidět na (Obrázek 11) a h_{vs} se spočítá následovně podle vztahu (1.80)

$$h_{rp} = \frac{D_s + D'_s}{2} - h_p \quad (m) \quad (1.80)$$

$$n_{rp} = \frac{1,468 + 1,448}{2} - 1,101 = 0,357 \text{ m}$$

Nyní potřebujeme vypočítat **korekční faktor** z_5 , který zohledňuje vliv velikostí neopřepážkovaného prostoru pod hrdly a vychází ze vztahu (1.81),

$$z_5 = 2 \cdot \left(2 \cdot \frac{t_p}{l_m} \right)^{2-a} \quad (-) \quad (1.81)$$

$$z_5 = 2 \cdot \left(2 \cdot \frac{0,9}{1,31} \right)^{2-0,2} = 3,543$$

přičemž t_p je rozteč přepážek, l_m je neopřepážkovaná délka trubek a pro a platí při $Re \geq 100$ hodnota $a = 0,2$.

Potom je výsledná tlaková ztráta Δp_m rovna:

$$\Delta p_m = 2 \cdot 0,097 \cdot (25,68 + 25,0) \cdot 970,8 \cdot 0,789^2 \cdot 1,015 \cdot 0,89 \cdot 3,543 = 19,1 \text{ kPa}$$

6.7.3 Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek

Tyto ztráty se značí Δp_{rv} a u tohoto výměníku, který je počítán, se jedná o turbulentní proudění v MP, což znamená, že $Re > 100$ a vychází se tedy ze vztahu, který je definován vztahem (1.82),

$$\Delta p_{rv} = n_p \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_h \cdot w_{2v}^2}{2} \right] \cdot z_4 \quad (Pa) \quad (1.82)$$

kde w_{2v} je rychlost pracovní látky, která se vztahuje ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů S_{2Z} a S_{vZ} , které jsou definovány vztahy (1.65) a (1.88) a vychází ze vztahu (1.83),

$$w_{2v} = \frac{\dot{M}_{hot}}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ} \cdot \rho_h}} \quad (m/s) \quad (1.83)$$

$$w_{2v} = \frac{250}{\sqrt{0,326 \cdot 0,176 \cdot 970,8}} = 1,074 \text{ m/s}$$

kde S_{vZ} je průtočný průřez zaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou a je definován vztahem (1.84),

$$S_{vZ} = S_{vN} - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad (m^2) \quad (1.84)$$

$$S_{vZ} = 0,331 - 315 \cdot \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} = 0,176 \, m^2$$

přičemž n_{tv} je počet trubek ve výřezu přepážky a S_{vN} je nezaplňný průřez ve výřezu nad přepážkou, v tomto případě bez těsnících lišt a vychází ze vztahu (1.85).

$$S_{vN} = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot \left(\frac{\varphi_{vp}}{360} - \frac{\sin \varphi_{vp}}{2 \cdot \pi} \right) \quad (m^2) \quad (1.85)$$

$$S_{vN} = \frac{\pi \cdot 1,468^2}{4} \cdot \left(\frac{120}{360} - \frac{\sin(120)}{2 \cdot \pi} \right) = 0,331 \, m^2$$

Ztráta při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek je tedy rovna podle vztahu (1.82).

$$\Delta p_{tv} = 6 \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot 25,0) \cdot \frac{970,8 \cdot 1,074^2}{2} \right] \cdot 0,575 = 32,84 \, kPa$$

Potom celková ztráta v mezitrubkovém prostoru Δp_{z2} je:

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tm} + \Delta p_{tv} = 7,845 + 19,1 + 32,84 = 59,7 \, kPa$$

6.8 Skutečný výkon tepelného výměníku

Výsledný výkon výměníku se získá použitím rovnice prostupu tepla (1.86) podle zdroje [2],

$$\dot{Q} = k \cdot \Delta t \cdot S \quad (W) \quad (1.86)$$

přičemž k je součinitel prostupu tepla, který je vztažen pro válcovou stěnu na metr délky trubky, Δt je střední teplotní spád a S velikost teplosměnné výhřevné plochy a do výsledného výkonu musí být nahrazena délkou l_t a počtem trubek n_t . Potom má rovnice pro výsledný výkon tvar podle zdroje [8] následovně:

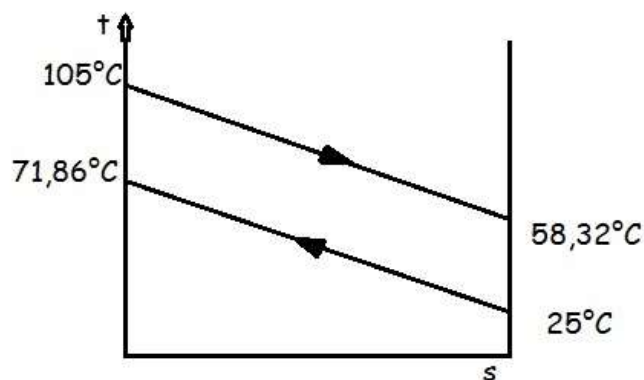
$$\dot{Q} = k \cdot \Delta t \cdot l_t \cdot n_t \quad (W) \quad (1.87)$$

Součinitel prostupu tepla je dán vztahem (1.88),

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_c \cdot d_1} + \left[\frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \right] + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad (W/mK) \quad (1.88)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{2724 \cdot 0,021} + \left[\frac{1}{2 \cdot 53} \cdot \ln \left(\frac{0,025}{0,021} \right) \right] + \frac{1}{6106 \cdot 0,025}} = 122,36 \frac{W}{mK}$$

přičemž α_c a α_h jsou součinitele přestupu tepla, které jsou dány vztahy (1.20) a (1.51), λ je tepelná vodivost uhlíkové oceli která je rovna $\lambda = 53 W/mK$.



Obrázek 12 Protiproudý teplotní spád

Z důvodu minimálního rozdílu teplotních spádů nebyl počítán střední logaritmický teplotní spád, ale byl spočten pouze střední teplotní spád $\Delta t = 33,2^\circ C$, jak je ukázáno na (Obrázek 12). Výsledný výkon výměníku je tedy roven, po dosazení do rovnice (1.87), následovně:

$$\dot{Q} = 122,36 \cdot 33,2 \cdot 7,15 \cdot 1688 = 49,03 MW$$

Výsledný výkon vyšel o 30 kW (0,06 %) větší, než bylo zadáno.

6.9 Parametry konstrukce výměníku

Výsledné parametry tepelného výměníku tepla jsou uvedeny v (Tabulka 6).

Tabulka 6 Výsledné parametry výměníku

Požadovaný výkon výměníku	\dot{Q}_b	49	MW
Skutečný výkon výměníku	\dot{Q}	49,03	MW
Objemový průtok chladné vody	V_c	0,253	m^3 / s
Objemový průtok teplé vody	V_h	0,258	m^3 / s
Teplota chladné vody na vstupu	t_{c_in}	25	$^{\circ}C$
Teplota chladné vody na výstupu	t_{c_out}	71,86	$^{\circ}C$
Teplota teplé vody na vstupu	t_{h_in}	105	$^{\circ}C$
Teplota teplé vody na výstupu	t_{h_out}	58,32	$^{\circ}C$
Vnější průměr pláště	D_{s_o}	1500	mm
Tloušťka stěny pláště	δ_2	16	mm
Vnitřní průměr pláště	D_s	1468	mm
Počet teplosměnných trubek	n_t	1688	ks
Délka teplosměnných trubek	l_t	7150	mm
Vnější průměr trubek	d_2	25	mm
Tloušťka stěny trubek	δ_1	2	mm
Vnitřní průměr trubek	d_1	21	mm
Rozteč teplosměnných trubek	t_t	33	mm
Počet segmentových přepážek	n_p	6	ks
Rozteč segmentových přepážek	t_p	900	mm
Šířka trubkovnice	L_{ts}	150	mm
Rychlost v TP	w_{cS}	0,433	m / s
Rychlost v MP	w_2	0,484	m / s
Součinitel přestupu tepla v TP	α_c	2724	$W / m^2 K$
Součinitel přestupu tepla v MP	α_h	6106	$W / m^2 K$
Součinitel prostupu tepla	k_1	122,36	W / mK
Tlaková ztráta v TP	Δp_{z1}	1,172	kPa
Tlaková ztráta v MP	Δp_{z2}	59,7	kPa

7 Závěr

Tato bakalářská práce se zabývala návrhem výměníku tepla se svazkem trubek ve válcovém plášti a segmentovými přepážkami.

Úvodem bakalářské práce byla krátká všeobecná rešerše o výměnících tepla, která se poté zabývala pouze konstrukčními typy trubkových výměníků. Dále byly rozebrány požadavky na média a procesy, které mohou vést k poruchám výměníku.

Ve výpočtové části byl proveden návrh výměníku voda/voda na základě následujících zadaných hodnot:

- tepelný výkon
- hmotnostní průtok teplejšího média
- vstupní teplota teplejšího média
- vstupní teplota chladnějšího média
- tlaky obou médií na vstupu

Byl zvolen hmotnostní průtok chladnějšího média a z tepelné bilance výměníku dopočítány zbývající koncové teploty médií.

Následoval konstrukční návrh výměníku. Byl zvolen jednoduchý výměník v trubkovém i mezitrubkovém prostoru v protiproudém uspořádání. Trubkový prostor je tvořen 1688 trubkami 25 x 2 z uhlíkové oceli s roztečí 33 mm a délce 7150 mm. Počet segmentových přepážek je 6 s roztečí 900 mm a jejich seříznutí je 25 %. Rozměry a počty trubek byly zvoleny adekvátně parametrům médií a požadovanému výkonu výměníku. V trubkovém prostoru proudí chladnější voda, u které dochází k ohřevu. Tlaková ztráta na straně trubek je 1172 Pa (pouze ztráta třením v trubce bez vtokových a výtokových ztrát).

Do mezitrubkového prostoru byla zvolena teplejší voda, protože v tomto prostoru byl předpoklad větší tlakové ztráty. Tato ztráta odráží komplexní proudění v mezitrubkovém prostoru se segmentovými přepážkami (převážně příčné proudění přes trubky). Tyto přepážky slouží k prodloužení trajektorie, změny směru a navýšení rychlosti proudícího média. To na jedné straně intenzifikuje přestup tepla, avšak na straně druhé významně zvyšuje tlakovou ztrátu.

Vypočtená tlaková ztráta 59,7 kPa, v mezitrubkovém prostoru, je poměrně vysoká. Provoz tohoto výměníku bude, vzhledem k této ztrátě, ekonomicky náročnější co se týče většího příkonu čerpadel. Na druhé straně výměník je poměrně kompaktní, jeho konstrukce jednoduchá, osvědčená, bez použití speciálních materiálů a složitých výrobních technologií, tzn., že i jeho cena bude poměrně nízká. Tlakovou ztrátu v mezitrubkovém prostoru lze při dané konstrukci výměníku snížit např. použitím dvou výměníků se zde uvedeným uspořádáním trubek s tím, že na straně pláště budou zapojeny paralelně a na straně trubek za sebou. Výměníky budou o něco kratší. Tlaková ztráta výměníků by tak významně poklesla (asi na 20 – 25% současné hodnoty), nicméně by vzrostly nároky na cenu výměníku a obestavěný prostor. Další možností je požití jiných přepážkových systémů (šroubovicové, tyčové) nebo jiných typů výměníků (např. deskové výměníky). Výpočtový výkon navrženého výměníku je 49,03 MW, což je v souladu se zadáním. Výsledné parametry a rozměry výměníku nutné ke konstrukci jsou uvedeny v (Tabulka 6). Tato bakalářská práce obsahuje i výkresovou dokumentaci, která je obsažena v příloze.

Celý výpočet byl proveden v programu MathCad.

8 Seznam použitých zdrojů

- [1] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ, 1991. *Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla*. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně. ISBN 80-214-0363-2.
- [2] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o. Brno, 2009. ISBN 978-80-214-3955-9.
- [3] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. Učební texty vysokých škol. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [4] THULUKKANAM, Kuppan, 2013. *Heat Exchanger Design Handbook*. Druhé. New York: Taylor and Francis Group. ISBN 978-1-4398-4212-b.
- [5] Double pipe Heat Exchanger, Quora [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <https://www.quora.com/We-can-make-a-cross-current-flow-in-a-shell-and-tube-heat-exchanger-but-not-in-a-double-pipe-Why>
- [6] BAHREHMAND, Seyedhesam, 2016. Heat transfer and performance analysis of nanofluid flow in helically coiled tube heat exchangers [online]. Tehran [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/299417471_Heat_transfer_and_performance_analysis_of_nanofluid_flow_in_helically_coiled_tube_heat_exchangers/figures?lo=1
- [7] LIEBERMAN, Norman P., 2008. *Working Guide to Process Equipment*. Třetí. Dallas: HPB-Dallas. ISBN 9780071496742.
- [8] LOUKOTA, Martin. *Návrh výměníku tepla* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/41663>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.
- [9] Heat exchanger diagrams, 2010. Wikimedia Commons [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/Heat_exchanger_diagrams
- [10] KUPILÍK, Václav, 1987. *Termodynamika*. Praha: Grada Publishing. ISBN 54-005-87.
- [11] THERMOPEDIA™, Heat exchangers [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: http://thermopedia.com/content/832/#HEAT_EXCHANGERS
- [12] Trubkové výmenníky tepla, Kostech [online]. Košice [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: http://www.kostech.sk/clanok/75/trubkove_vymenniky_tepla.html
- [13] NAKAO, Andressa, Andrea VALDMAN, André L. H. COSTA, Miguel J. BAGAJEWICZ a Eduardo M. QUEIROZ. Incorporating Fouling Modeling into Shell-and-Tube Heat Exchanger Design. *Industrial* [online]. 2017, **56**(15), 4377-4385 [cit. 2017-05-24]. DOI: 10.1021/acs.iecr.6b03564. ISSN 0888-5885. Dostupné z: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/acs.iecr.6b03564>

- [14] SHUANG, Cao, Xu JINLIANG, Li YUZHANG a Yan YUYING. Condensation heat transfer of R245fa in a shell-tube heat exchanger at slightly inclined angles. *International Journal of Thermal Sciences* [online]. 2017, (115), 197-209 [cit. 2017-05-24]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S129007291631287X>

9 Seznam použitých symbolů a zkratek

Označení	Legenda	Jednotka
A_t	Teoretická plocha, kterou zabírají trubky v trubkovnici	$[m^2]$
cp_c	Měrná tepelná kapacita chladné vody	$[J/kg \cdot K]$
cp_h	Měrná tepelná kapacita teplé vody	$[J/kg \cdot K]$
D	Průměr obalové kružnice trubkového svazku	$[m]$
d_1	Vnitřní průměr trubky	$[m]$
d_2	Vnější průměr trubky	$[m]$
d_{2p}	Průměr otvorů v přepážce	$[m]$
D_p	Vnější průměr přepážky	$[m]$
D_s	Vnitřní průměr pláště	$[m]$
D'_s	Průměr obalového válce svazku	$[m]$
D_{s_o}	Průměr pláště	$[m]$
h_p	Výška přepážky	$[m]$
i_{c_in}	Entalpie chladné vody na vstupu	$[kJ/m^3]$
i_{c_out}	Entalpie chladné vody na výstupu	$[kJ/m^3]$
i_{h_in}	Entalpie teplé vody na vstupu	$[kJ/m^3]$
i_{h_out}	Entalpie teplé vody na výstupu	$[kJ/m^3]$
k	Součinitel prostupu tepla	$[W/m \cdot K]$
k_r	Mezera mezi obalovým válcem a pláštěm	$[m]$
k_{r1}	Relativní drsnost trubky	$[-]$
l_t	Délka trubky	$[m]$
l_{in}	Neopřepážkovaná délka trubky	$[m]$
L_{ts}	Šířka trubkovnice	$[m]$
M_{cold}	Hmotnostní průtok chladné vody	$[kg/s]$
M_{hot}	Hmotnostní průtok teplé vody	$[kg/s]$
\dot{m}_s	Střední hmotová rychlost teplé vody	$[kg/m^2 s]$
n_p	Počet přepážek	$[ks]$
n_{rp}	Počet příčně obtékaných řad trubek	$[ks]$
n_{rv}	Počet řad trubek ve výřezu přepážkou	$[ks]$
n_t	Počet trubek	$[ks]$
n_{t_n}	Návrhový počet trubek	$[ks]$
n_{tv}	Počet trubek ve výřezu přepážky	$[ks]$
Pr	Prandtlovo číslo	$[-]$

Označení	Legenda	Jednotka
\dot{Q}_b	Potřebný tepelný výkon	$[MW]$
Q	Skutečný výkon	$[MW]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
S_{2N}	Velikost volného nezaplněného průřezu mezi přepážkami	$[m^2]$
S_{2Z}	Průtočný průřez zaplněného prostoru mezi přepážkami	$[m^2]$
S_m	Průtočný průřez mezi segmentovými přepážkami	$[m^2]$
S_{ps}	Průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm	$[m^2]$
S_{sS}	Průtočný průřez obtokových proudů mezi roztečí přepážek	$[m^2]$
S_{sv}	Průtočný průřez svazku	$[m^2]$
S_{sv_n}	Průtočný průřez svazku návrhový	$[m^2]$
S_{tp}	Průtočný průřez mezi trubkami svazku a otvory v přepážce	$[m^2]$
S_{vn}	Nezaplněný průřez ve výřezu nad přepážkou	$[m^2]$
S_{vp}	Průtočný průřez ve výřezu přepážky	$[m^2]$
S_{vz}	Průtočný průřez zaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou	$[m^2]$
t_c	Střední teplota chladné vody	$[^\circ C]$
t_{c_in}	Teplota chladné vody na vstupu	$[^\circ C]$
t_{c_out}	Teplota chladné vody na výstupu	$[^\circ C]$
t_h	Střední teplota teplé vody	$[^\circ C]$
t_{h_in}	Teplota teplé vody na vstupu	$[^\circ C]$
t_{h_out}	Teplota teplé vody na výstupu	$[^\circ C]$
t_{w1}	Teplota na vnitřní straně trubek	$[^\circ C]$
t_{w2}	Teplota na vnější straně trubek	$[^\circ C]$
t_p	Rozteč přepážek	$[m]$
\dot{V}_c	Objemový tok chladné vody	$[m^3/s]$
\dot{V}_h	Objemový tok teplé vody	$[m^3/s]$
w_{2v}	Rychlost vody vztažená ke střednímu geom. průměru	$[m/s]$
w_{2z}	rychlost v nejužším průtočném průřezu zaplněného prostoru	$[m/s]$
w_{cs}	Skutečná rychlost proudění v trubkách	$[m/s]$
w_{c_n}	Návrhová rychlost proudění v trubkách	$[m/s]$
z_2	Změna látkových vlastností v mezní vrstvě	$[-]$
z_3	Vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm	$[-]$
z_4	Vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm	$[-]$

Označení	Legenda	Jednotka
α_c	Součinitel přestupu tepla chladné vody	$[W/m^2 \cdot K]$
α_h	Součinitel přestupu tepla teplé vody	$[W/m^2 \cdot K]$
δ_1	Tloušťka stěny trubky	$[m]$
δ_2	Tloušťka stěny pláště	$[m]$
η_c	Dynamická viskozita chladné vody	$[Pa \cdot s]$
η_h	Dynamická viskozita teplé vody	$[Pa \cdot s]$
λ	Tepelná vodivost materiálu	$[W/m \cdot K]$
λ_c	Součinitel tepelné vodivosti chladné vody	$[W/m \cdot K]$
λ_h	Součinitel tepelné vodivosti teplé vody	$[W/m \cdot K]$
ρ_c	Hustota chladné vody	$[kg/m^3]$
ρ_h	Hustota teplé vody	$[kg/m^3]$
φ_{vp}	Úhel seříznutí přepážek	$[^\circ]$
ψ	Mezerovitost trubkového svazku	$[-]$

10 Seznam příloh

- 1) Výkresová dokumentace navrženého tepelného výměníku